

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

**Pojistná lamelová spojka  
s řetězovým kolem**

**Overload Multiple-disk Clutch  
with a Sprocket**

Student:

Lukáš Onderka

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Milan Výtisk

Ostrava 2010





### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 21. 5. 2010

.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21. 5. 2010

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Onderka Lukáš

Adresa trvalého pobytu autora práce: Skřipov 216, 747 45

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

ONDERKA, L. *Pojistná lamelová spojka s řetězovým kolem: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2010, 32 s. Vedoucí práce: Výtisk, M.

Bakalářská práce se zabývá návrhem přenosu točivého momentu hřídele, poháněného elektromotorem, přenášeného přes lamelovou spojku na řetězové kolo. Smyslem práce je ušetřit významné náklady na opravy poškozených komponentů pohonu v případě přetížení. Součásti přenášející točivý moment byly dimenzovány a navrženy podle hodnot vyplývajících ze zadání bakalářské práce. Potřebnou přitlačnou sílu lamelové spojky lze nastavit talířovou pružinou pomocí KM matice. V příloze je přiložena požadovaná výrobní dokumentace a 3D model sestavy.

## **ANNOTATION OF MASTER THESIS**

ONDERKA, L. *Overload Multiple-disk Clutch with a Sprocket: Bachelor thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of parts contrivance and machine, 2010, 32 p. Thesis head: Výtisk, M.

This bachelor thesis deals with the proposal transfer of the angular momentum of the shaft which is powered by the electric motor. The angular momentum is transferred through the multiple-disk clutch on the sprocket. The aim of the thesis is sparing significant costs on the repairs of damaged components of the drive in case of overloading. The components which transfer the angular momentum are sized and designed according to the values which result from task of the bachelor thesis. The required pressure force of the multiple-disk clutch we can set with the disc spring with help of a KM nut. In supplement is included the required manufacturing documentation and 3D model of the device.

## Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	2
1. Úvod.....	6
2. Rešerše.....	7
2.1. Rozdělení spojek.....	7
2.2. Princip lamelové pojistné spojky.....	8
3. Volba typu řetězu, pohonu a geometrie kola.....	9
3.1. Výpočet roztečného průměru řetězového kola.....	9
3.2. Volba elektromotoru s převodovkou.....	10
3.3. Kontrola řetězu.....	11
3.3.1. Kontrola tlaku v kloubu řetězu.....	12
3.3.2. Bezpečnost navrženého řetězu v tahu.....	12
3.4. Výpočet geometrie řetězového kola.....	13
4. Návrh lamelové spojky.....	15
4.1. Návrh průměru lamel.....	15
4.2. Výpočet potřebné přitlačné síly na lamely.....	16
4.3. Dovolенý tlak ve stykové ploše lamel.....	16
4.4. Tlak mezi bokem zubu vnitřní lamely.....	17
4.5. Výpočet talířové pružiny.....	18
5. Výpočet průměru šroubů, počtu šroubů a utahovacího momentu.....	21
5.1. Návrh potřebné velikosti šroubů.....	21
5.2. Výpočet bezpečnosti šroubu.....	22
5.3. Výpočet utahovacího momentu.....	23
6. Výpočet pera.....	24
6.1. Výpočet potřebné délky pera.....	24
6.2. Kontrola pera na otláčení.....	25
7. Výpočet ložisek.....	26
7.1. Výpočet kuličkových ložisek.....	26
7.2. Kontrola kluzných ložisek pod řetězovým kolem na otláčení.....	27
8. Zhodnocení.....	29
Použité zdroje.....	31
Seznam příloh.....	32

## Seznam použitých značek a symbolů

A	plocha kloubu řetězu	mm <sup>2</sup>
B	šířka ložiska	mm
C	dynamická únosnost ložiska	N
C <sub>O</sub>	statická únosnost ložiska	N
D <sub>1</sub>	vnitřní průměr unášeče	mm
D <sub>2</sub>	vnější průměr unášeče	mm
D <sub>a</sub>	průměr hlavové kružnice	mm
D <sub>f</sub>	průměr patní kružnice	mm
D <sub>g</sub>	největší průměr věnce	mm
D <sub>L</sub>	vnější průměr ložiska	mm
D <sub>L1</sub>	vnitřní průměr vnější lamely	mm
D <sub>L2</sub>	vnější průměr vnitřní lamely	mm
D <sub>PR</sub>	vnější průměr talířové pružiny	mm
D <sub>ŘK</sub>	roztečný průměr řetězového kola	mm
E	modul pružnosti materiálu	MPa
F	požadovaný tah v řetězu	N
F <sub>2</sub>	síla způsobující tlak mezi bokem náboje a perem	N
F <sub>L</sub>	potřebná přitlačná síla na lamely	N
F <sub>O</sub>	normálová síla působící na šrouby	N
F <sub>O1š</sub>	síla působící na 1 šroub	N
F <sub>OB</sub>	obvodová síla působící na řetěz	N
F <sub>P</sub>	přítlačná síla pružiny	N
F <sub>PR</sub>	síla působící na obvodě šroubů	N
F <sub>RM</sub>	zatížení při přetržení řetězu	N
K <sub>d</sub>	bezpečnost řetězu při dynamickém zatížení	
K <sub>ST</sub>	bezpečnost řetězu při statickém zatížení	
L <sub>10</sub>	základní trvanlivost	mil. ot.
M <sub>TM</sub>	moment tření mezi spojovanými součásti	N·mm
M <sub>TZ</sub>	moment tření v závitu	N·mm
M <sub>U</sub>	utahovací moment	N·mm
P <sub>EL</sub>	výkon elektromotoru	W
P	statické zatížení ložiska	N
P'	požadovaný výkon elektromotoru	W



$P_o$	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	N
$P_z$	rozteč závitu	mm
$R_{DS}$	střední poloměr boku zubu vnitřní lamely	mm
$R_e$	mez kluzu	MPa
$R_{SL}$	třecí poloměr	mm
$S_L$	styková plocha lamely	mm <sup>2</sup>
$T$	točivý moment na řetězovém kole	N·m
$T_{EL}$	dovolený točivý moment elektromotoru	N·m
$T_P$	zaručený točivý moment	N·m
$Y$	činitel rázů	
$b_L$	šířka stykové plochy lamel	mm
$b$	šířka pera	mm
$b_1$	vnitřní šířka řetězu	mm
$b_a$	zaoblení zubu	mm
$b_f$	šířka zubu	mm
$b_{KL1}$	vnější šířka kluzného ložiska	mm
$b_{KL2}$	vnitřní šířka kluzného ložiska	mm
$f$	součinitel tření mezi lamelami	
$f_D$	sražení hran drážkování	mm
$f'_D$	účinná plocha drážky	mm <sup>2</sup> /mm
$f_M$	součinitel smykového tření mezi maticí a podložkou	
$f^t$	rozdíl poloměrů roztečné kružnice a věnce	mm
$f_z$	součinitel smykového tření	
$c_i$	součinitel vlivu počtu stykových ploch	
$c_v$	součinitel vlivu obvodové rychlosti	
$d$	průměr výstupního otvoru pro hřídel	mm
$d'_3$	předběžný malý průměr závitu	mm
$d_1$	průměr válečku	mm
$d_2$	střední průměr závitu	mm
$d_3$	malý průměr závitu	mm
$d_D$	vnitřní průměr podložky	mm
$d_{KL1}$	vnitřní průměr kluzného ložiska	mm
$d_{KL2}$	vnější průměr kluzného ložiska	mm
$d_L$	vnitřní průměr ložiska	mm

$d_{PR}$	vnitřní průměr talířové pružiny	mm
$h$	šířka stlačení talířové pružin	mm
$i$	počet třecích ploch	
$i_L$	počet vnitřních lamel	
$k$	součinitel bezpečnosti proti uvolnění	
$k_s$	součinitel bezpečnosti proti přetížení	
$l$	délka pera	mm
$l'$	délka přímé části pera	mm
$m$	poissonovo číslo	
$n$	otáčky elektropřevodovky	ot/min
$n'$	předběžné otáčky elektropřevodovky	ot/min
$n_D$	počet drážek	
$p$	směrný tlak v kloubu řetězu	MPa
$p^t$	rozteč řetězu	mm
$p_2$	tlak mezi bokem drážky v náboji a perem	MPa
$p_d$	dovolený tlak v kloubu řetězu	MPa
$p_D$	dovolený tlak	MPa
$p_{DL}$	dovolený tlak ve stykové ploše lamel	MPa
$p_{KL1}$	tlak mezi vnitřním průměrem kluzného ložiska a hřídelí	MPa
$p_{KL2}$	tlak mezi vnějším průměrem kluzného ložiska a kolem	MPa
$p_{KLD}$	dovolený tlak kluzného ložiska	MPa
$p_L$	tlak ve stykové ploše	MPa
$p_o$	tlak u spojek za ideálních podmínek	MPa
$p_p$	výpočtový tlak v kloubu řetězu	MPa
$p_{VL}$	tlak mezi bokem zubu vnitřní lamely	MPa
$r$	poloměr působení normálové síly na šroub	
$r_a$	poloměr boku zubu	mm
$r_f$	poloměr dna zubní mezery	mm
$s$	šířka lamely	mm
$s_k$	velikost otvoru utahovacího klíče	mm
$s_o$	statická bezpečnost ložiska	
$t$	hloubka drážky v hřídeli	mm
$t_1$	hloubka drážky v náboji	mm
$t_p$	tloušťka materiálu talířové pružiny	mm

$v$	požadovaná rychlost řetězu	m/s
$v_{sk}$	skutečná rychlost řetězu	m/s
$y$	součinitel rázů	
$z$	počet zubů řetězového kola	
$\alpha$	úhel profilu	°
$\alpha'$	koeficient	
$\beta$	koeficient	
$\beta_K$	koeficient přidavného krutu	
$\gamma$	koeficient	
$\lambda$	činitel tření	
$\sigma$	napětí namáhání v tahu	MPa
$\tau$	napětí namáhání v krutu	MPa
$\varphi'$	třecí redukovaný úhel	°
$\psi$	úhel stoupání závitu	°

## 1. Úvod

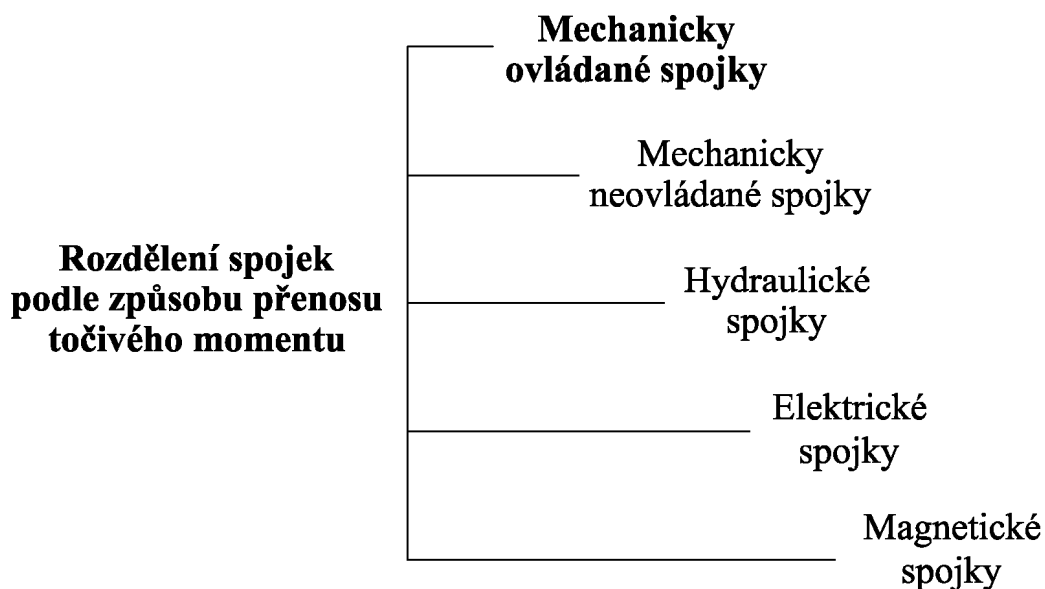
Při práci některých strojů dochází občas k přetížení, jehož důsledkem může být trvalá deformace nebo dokonce zničení součástí. Z tohoto důvodu se zařazují do kinematického řetězce pojistné spojky, které tomuto přetížení zabraňují a tlumí všechny škodlivé rázy. Použitím pojistné spojky si také můžeme dovolit osadit pohony výrazně menšími komponenty, což vede ke snížení nákladů a menší setrvačnosti celého zařízení. Dosáhneme tedy co největších výkonů při nejmenší váze stroje.

Cílem bakalářské práce je tedy dle zadání navrhnout lamelovou pojistnou spojku, která zajišťuje dosažení plynulého chodu řetězového pastorku a umožní ušetřit významné náklady na opravy poškozených komponentů pohonu v případě přetížení. Ohled byl brán na co největší jednoduchost zařízení, snadnou montáž a co nejmenší náročnost údržby.

## 2. Rešerše

### 2.1. Rozdělení spojek

Rozdělení spojek dle ČSN 02 6400 (viz obr. 2.1 a obr. 2.2).



Obr. 2.1 Rozdělení spojek



Obr. 2.2 Rozdělení mechanicky ovládaných spojek

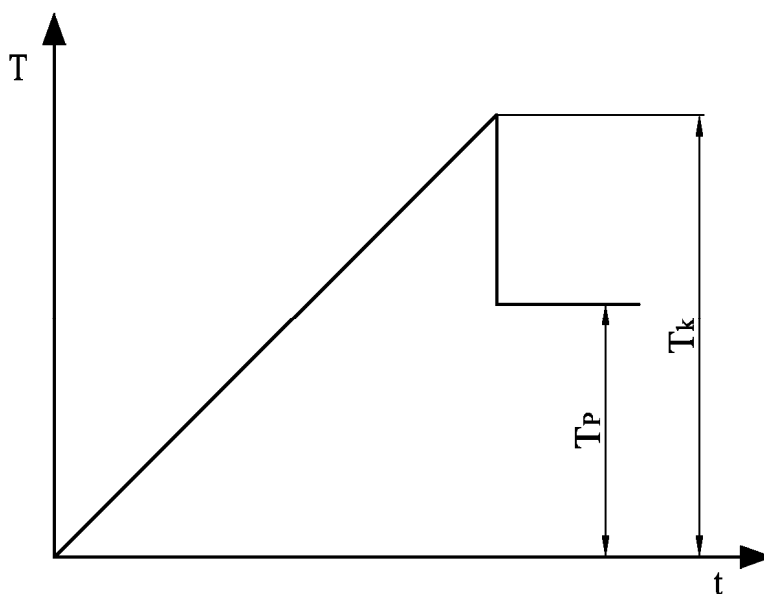
## 2.2. Princip lamelové pojistné spojky

Pokud nastane zvýšení točivého momentu nad povolenou přednastavenou mez, třecí lamely proklouznou a zabrání převodu nadměrného momentu k dalším součástem stroje. Když hodnota točivého momentu poklesne pod kritickou hranici, spojka opět přenáší otáčky jako před přerušením.

Moment těsně před proklouznutím lamel  $T_P$  je zaručený točivý moment, nižší hodnota  $T_k$  kluzný moment. Zaručený moment je maximální, který je možno pojistnou spojkou přenášet při vzájemném klidu třecích ploch. Točivý kluzný moment je takový, který spojka přenáší při prokluzování lamel. Velikosti rozdílů těchto momentů závisí na jakosti třecích ploch, materiálu lamel a také zda pracuje spojka za sucha nebo je mazána.

Předpětí působící na lamely vyvozují zpravidla pružiny, jejichž regulací je možno snadno měnit požadovaný zaručený točivý moment.

Nevýhodou lamelových pojistných spojek je obtížné odvádění velkého množství tepla, které vzniká při delším prokluzování. Proto je vhodné tyto spojky použít při menších otáčkách, nebo během krátkodobě nárazově přetěžovaného provozu.



Obr. 2.3 Závislost zaručeného a kluzného točivého momentu na čase

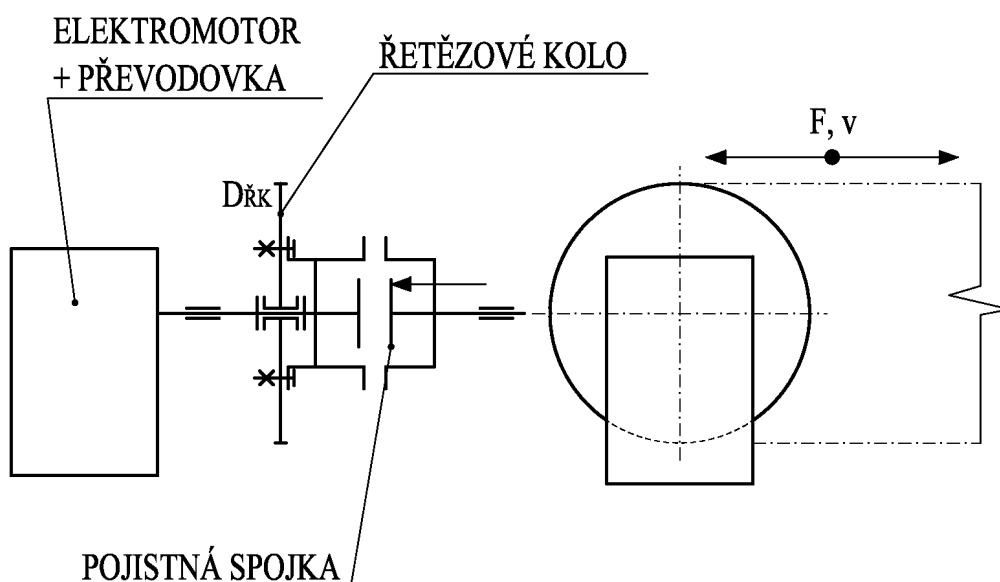
### 3. Volba typu řetězu, pohonu a geometrie kola

Zvolil jsem válečkový řetěz typu 216B s dlouhou roztečí, který je vhodný pro rychlost  $v < 6$  m/s, viz [5]. Počet zubů řetězového kola jsem zvolil  $z = 17$ . Tím dosáhnou požadované rychlosti řetězu  $v = 0,4$  m/s a roztečného průměru řetězového kola  $D_{\text{ŘK}} = (250 \div 300)$  mm.

#### 3.1. Výpočet roztečného průměru řetězového kola

$$p^t = 50,8 \text{ mm} \quad [5]$$

$$z = 17$$



Obr. 3.1 Schéma zařízení

$$D_{\text{ŘK}} = \frac{p^t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{50,8}{\sin \frac{180^\circ}{17}} = 276,463 \text{ mm} \quad \text{VYHOVUJE ZADÁNÍ} \quad (3.1)$$

$D_{\text{ŘK}}$	roztečný průměr řetězového kola	mm
$p^t$	rozteč řetězu	mm
$z$	počet zubů řetězového kola	

### 3.2. Volba elektromotoru s převodovkou

$$F = 2\,000\text{ N}$$

$$v = 0,4\text{ m/s}$$

$$T = F \cdot \frac{D_{\text{ŘK}}}{2} = 2\,000 \cdot \frac{0,276463}{2} = 276,463\text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.2)$$

$$n' = \frac{v}{\pi \cdot D_{\text{ŘK}}} = \frac{0,4}{\pi \cdot 0,276463} = 0,461\text{ ot/s} = 27,63\text{ ot/min} \quad (3.3)$$

$$P' = T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n' = 276,463 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,461 = 0,8\text{ kW} \quad (3.4)$$

**Volím převodovku s elektromotorem firmy PSP Pohony a.s. z katalogu E BOX K..N.**

Převodovka : E BOX K32 N

Elektromotor: typ 1LA7107-AB, velikost 100L

$$P_{\text{EL}} = 1,1\text{ kW} \quad [10]$$

$$T_{\text{EL}} = 382,1\text{ N} \cdot \text{m} \quad [10]$$

$$n = 27,5\text{ ot/min} \quad [10]$$

$$d = 40\text{ mm} \quad [10]$$

$$v_{\text{sk}} = n \cdot \pi \cdot D_{\text{ŘK}} = \frac{27,5}{60} \cdot \pi \cdot 0,276463 = 0,398\text{ m/s} \quad \textbf{VYHOVUJE ZADÁNÍ} \quad (3.5)$$

$$T_{\text{P}} = T \cdot 1,2 = 331,76\text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.6)$$

$$T_{\text{P}} \leq T_{\text{EL}}$$

$$331,76 \leq 382,1 \quad \textbf{VYHOVUJE}$$

F	požadovaný tah v řetězu	N
P	výkon elektromotoru	kW
P'	požadovaný výkon elektromotoru	kW
T	točivý moment na řetězovém kole	N·m
T <sub>EL</sub>	dovolený točivý moment elektromotoru	N·m
T <sub>P</sub>	zaručený točivý moment	N·m
d	průměr výstupního otvoru pro hřídel	mm



$v$	požadovaná rychlost řetězu	m/s
$v_{sk}$	skutečná rychlost řetězu	m/s
$n$	otáčky elektropřevodovky	ot/min
$n'$	předběžné otáčky elektropřevodovky	ot/min

### 3.3. Kontrola řetězu

Řetěz zkontroluju na otláčení a tah. Odstředivou sílu na řetězovém kole vlivem malé obvodové rychlosti zanedbávám.

$$A = 210 \text{ mm}^2 \quad [5]$$

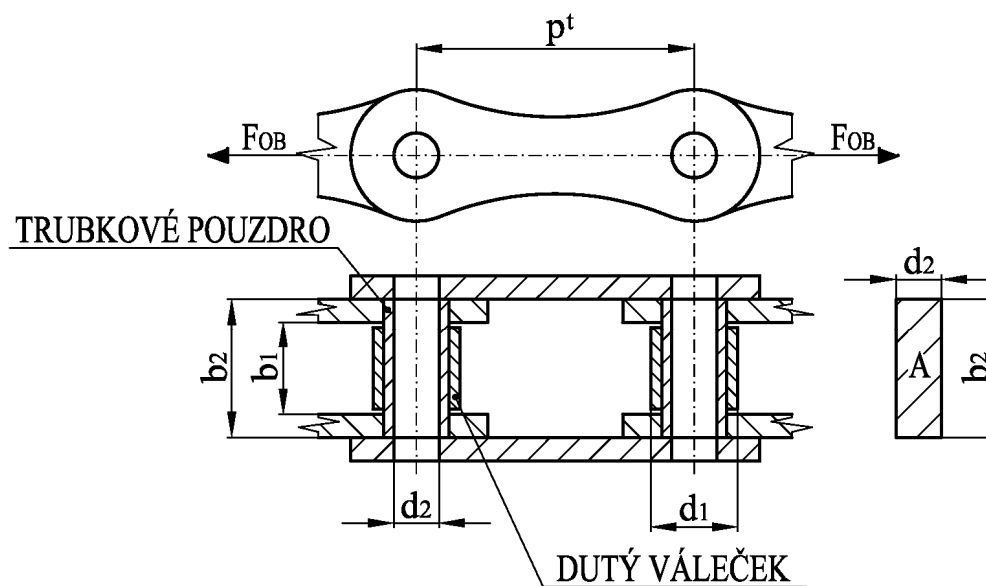
$$F_{RM} = 42,3 \text{ kN} \quad [5]$$

$$T_P = 331,76 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$p = 29,92 \text{ MPa} \quad [5] \quad \text{Podle počtu zubů řetězového kola a rychlosti řetězu.}$$

$$y = 0,73 \quad [5] \quad \text{Pro činitele rázů } Y = 2, \text{ dopravníky kusových materiálů.}$$

$$\lambda_1 = 1 \quad [5] \quad \text{Pro zvolenou os. vzdálenost } 40 \cdot p^*, \text{ převodový poměr } i = 3.$$



Obr. 3.2 Válečkový řetěz

### 3.3.1. Kontrola tlaku v kloubu řetězu

$$F_{OB} = \frac{2 \cdot T_p}{D_{RK}} = \frac{2 \cdot 331,76}{0,276463} = 2\,400 \text{ N} \quad (3.7)$$

$$p_p = \frac{F_{OB}}{A} = \frac{2\,400}{210} = 11,43 \text{ MPa} \quad (3.8)$$

$$\lambda = \lambda_1 \cdot y = 1 \cdot 0,73 = 0,73 \quad (3.9)$$

$$p_D = p \cdot \lambda = 29,92 \cdot 0,73 = 21,842 \text{ MPa} \quad (3.10)$$

$$p_D \geq p_p$$

$$21,842 \geq 11,43 \quad \textbf{VYHOVUJE}$$

### 3.3.2. Bezpečnost navrženého řetězu v tahu

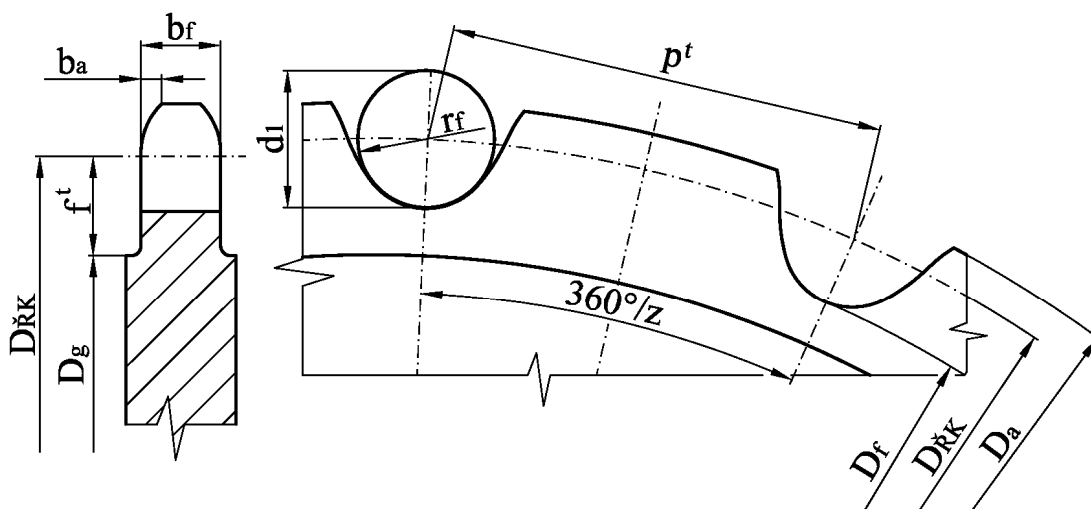
$$K_{ST} = \frac{F_{RM}}{F} = \frac{42\,300}{2\,400} = 17,6 \geq 7 \quad [5] \quad \textbf{VYHOVUJE} \quad (3.11)$$

$$K_d = \frac{F_{RM}}{F \cdot Y} = \frac{42\,300}{2\,403,9 \cdot 2} = 8,8 \geq 5 \quad [5] \quad \textbf{VYHOVUJE} \quad (3.12)$$

A	plocha kloubu řetězu	mm <sup>2</sup>
F <sub>OB</sub>	obvodová síla působící na řetěz	N
F <sub>RM</sub>	zatížení při přetržení řetězu	N
K <sub>ST</sub>	bezpečnost řetězu při statickém zatížení	
K <sub>d</sub>	bezpečnost řetězu při dynamickém zatížení	
Y	činitel rázů	
p	směrný tlak v kloubu řetězu	MPa
p <sub>d</sub>	dovolený tlak v kloubu řetězu	MPa
p <sub>p</sub>	výpočtový tlak v kloubu řetězu	MPa
y	součinitel rázů	
λ	činitel tření	

### 3.4. Výpočet geometrie řetězového kola

Výpočet jsem provedl dle normy ČSN 01 4811.



Obr. 3.3 Geometrie řetězového kola

$$D_{\check{R}K} = 276,463 \text{ mm}$$

$$b_1 = 17,02 \text{ mm} \quad [5]$$

$$d_1 = 15,88 \text{ mm} \quad [5]$$

$$p^t = 50,8 \text{ mm} \quad [5]$$

$$r_f = 0,505 \cdot d_1 = 0,505 \cdot 15,88 = 8,02 \text{ mm} \quad (3.13)$$

$$D_{amin} = D_{\check{R}K} + 0,5 \cdot d_1 = 276,463 + 0,5 \cdot 15,88 = 284,4 \text{ mm} \quad (3.14)$$

$$D_{amax} = D_{\check{R}K} + 1,25 \cdot p^t - d_1 = 276,463 + 1,25 \cdot 50,8 - 15,88 = 324,1 \text{ mm} \quad (3.15)$$

Volím  $D_a = 286 \text{ mm}$ .

$$D_f = D - 2 \cdot r_f = 276,463 - 2 \cdot 8,02 = 260,423 \text{ mm} \quad (3.16)$$

$$D_g = D - 2 \cdot f^t = 276,463 - 2 \cdot 20,32 = 235,8 \text{ mm} \quad (3.17)$$

kde pro řetěz s dlouhou roztečí:  $f^t = 0,4 \cdot p^t = 0,4 \cdot 50,8 = 20,32 \text{ mm}$

$$b_f = 0,95 \cdot b_1 = 0,95 \cdot 17,02 = 16,169 \text{ mm} \quad (3.18)$$

$$b_a = (0,1 \div 0,15) \cdot d_1 = 0,15 \cdot 15,88 = 2,382 \text{ mm} \quad (3.19)$$

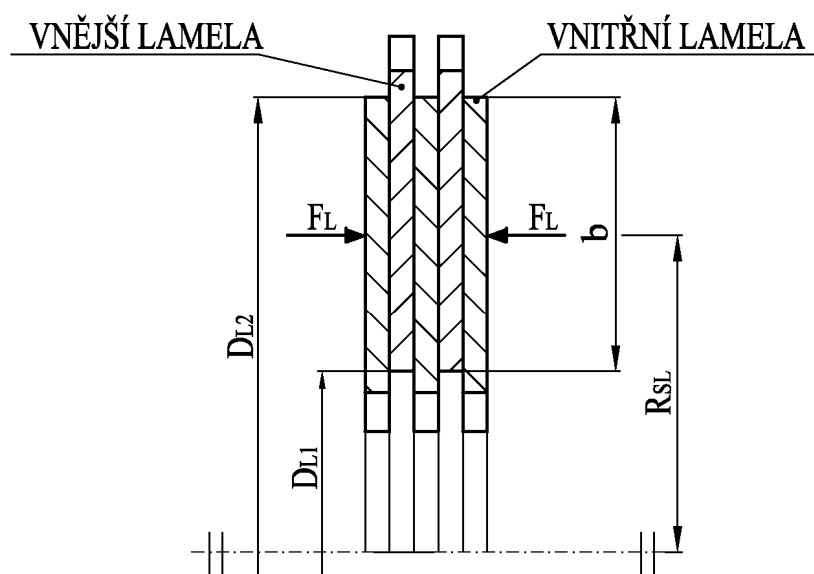
$D_a$	průměr hlavové kružnice	mm
$D_f$	průměr patní kružnice	mm
$D_g$	největší průměr věnce	mm
$b_a$	zaoblení zubu	mm
$b_f$	šířka zubu	mm
$b_1$	vnitřní šířka řetězu	mm
$d_1$	průměr válečku	mm
$f^t$	rozdíl poloměrů roztečné kružnice a věnce	mm
$r_a$	poloměr boku zubu	mm
$r_f$	poloměr dna zubní mezery	mm

#### 4. Návrh lamelové spojky

##### 4.1. Návrh průměru lamel

$$T_p = 331,8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Volím  $D_{L1} = 100 \text{ mm}$ .



Obr. 4.1

$$D_{L2} = \frac{D_{L1}}{0,7} = \frac{100}{0,7} \cong 145 \text{ mm} \quad (4.1)$$

$$R_{SL} = \frac{D_{L1} + D_{L2}}{4} = \frac{100 + 145}{4} = 61,25 \text{ mm} \quad (4.2)$$

$$b_L = \frac{D_{L2} - D_{L1}}{2} = \frac{145 - 100}{2} = 22,5 \text{ mm} \quad (4.3)$$

$$\frac{b_L}{R_S} = (0,25 \div 0,5) \quad (4.4)$$

$$\frac{22,5}{61,25} = 0,37 \quad \text{VYHOVUJE}$$

$D_{L1}$	vnitřní průměr vnější lamely	mm
$D_{L2}$	vnější průměr vnitřní lamely	mm
$R_{SL}$	třecí poloměr	mm
$b_L$	šířka stykové plochy lamel	mm

#### 4.2. Výpočet potřebné přítláčné síly na lamely

Jako třecí dvojici volím ocel-ocel. Vnější i vnitřní lamely jsou výlisky z ocelového plechu materiálu 14 260, zušlechtěného na tvrdost HRC = 41÷52. Povrch má být co nejhladší, třecí plochy lamel se brousí nebo lapují. Střední drsnost by měla být asi 0,1 μm.

$$f = 0,15 \quad [2]$$

$$i = 6$$

$$F_L = \frac{T_p}{i \cdot f \cdot R_{SL}} = \frac{331,8 \cdot 10^3}{6 \cdot 0,15 \cdot 61,25} = 6\,019 \text{ N} \quad (4.5)$$

$F_L$	potřebná přítláčná síla	N
$f$	součinitel tření mezi lamelami	
$i$	počet třecích ploch	

#### 4.3. Dovolný tlak ve stykové ploše lamel

$$c_i = 0,91 \quad [1] \quad \text{Podle počtu stykových ploch lamel.}$$

$$p_o = 0,3 \text{ MPa} \quad [1]$$

$$S_L = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{L2}^2 - D_{L1}^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (145^2 - 100^2) = 8\,659 \text{ mm}^2 \quad (4.6)$$

$$p_L = \frac{F_L}{S_L} = \frac{6\,019}{8\,659} = 0,7 \text{ MPa} \quad (4.7)$$

$$v_L = 2 \cdot \pi \cdot R_{SL} \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 0,06125 \cdot \frac{27,5}{60} = 0,176 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.8)$$

$$c_v = \sqrt{\frac{2,5}{v_L}} = \sqrt{\frac{2,5}{0,176}} = 3,77 \quad (4.9)$$

$$p_{DL} = p_o \cdot c_v \cdot c_i = 0,7 \cdot 3,77 \cdot 0,91 = 1,03 \text{ MPa} \quad (4.10)$$

$$p_{DL} \geq p_L \quad \textbf{VYHOVUJE}$$

$$1,03 > 0,7 \quad \textbf{VYHOVUJE}$$

$S_L$	styková plocha lamely	$\text{mm}^2$
$c_i$	součinitel vlivu počtu stykových ploch	
$c_v$	součinitel vlivu obvodové rychlosti	
$p_{DL}$	dovolený tlak ve stykové ploše lamel	MPa
$p_o$	tlak u spojek za ideálních podmínek	MPa
$p_L$	tlak ve stykové ploše	MPa

#### 4.4. Tlak mezi bokem zubu vnitřní lamely

Pro přenos točivého momentu z hřídele na lamely jsem použil rovnobokého drážkování.

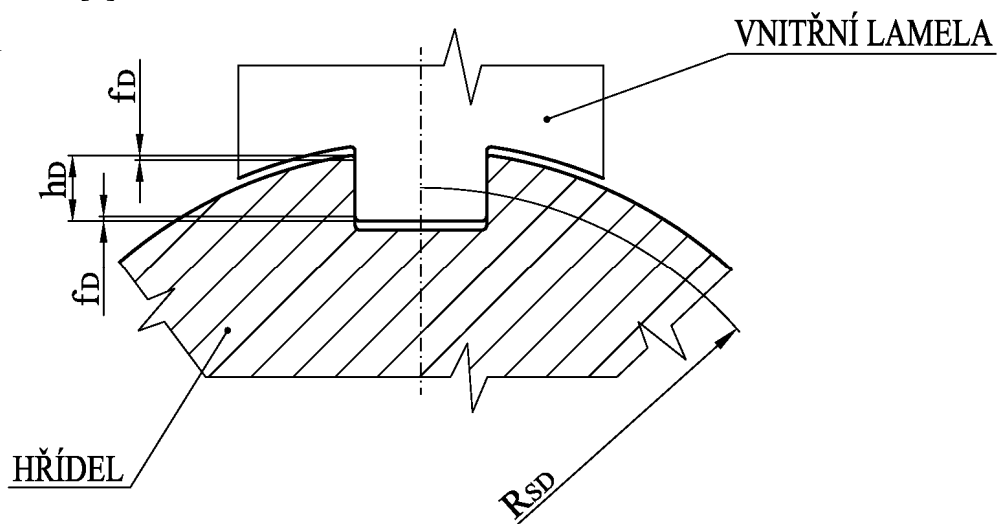
$$R_{SD} = 47,75 \text{ mm}$$

$$h_D = 8 \text{ mm}$$

$$i_L = 3$$

$$p_D = 60 \text{ MPa} \quad [4]$$

$$s = 2 \text{ mm}$$



Obr. 4.2 Rovnoboké drážkování

Volím pro o 20% zvýšený točivý moment 6 drážek.

$$f'_D = \frac{3}{4} \cdot n_D \cdot (h_D - 2 \cdot f_D) = \frac{3}{4} \cdot 6 \cdot (8 - 2 \cdot 0,5) = 31,5 \text{ mm}^2/\text{mm} \quad (4.11)$$

$$p_{VL} = \frac{T_p}{i_L \cdot s \cdot R_{SD} \cdot f'_D} = \frac{331,8 \cdot 10^3}{3 \cdot 2 \cdot 47,75 \cdot 31,5} = 36,7 \text{ MPa} \quad (4.12)$$

$$p_{VL} \leq p_D \quad \text{VYHOVUJE}$$

$$36,7 \leq 60 \quad \text{VYHOVUJE}$$

$R_{DS}$	střední poloměr boku zubu vnitřní lamely	mm
$f_D$	zaoblení hran drážkování	mm
$f'_D$	účinná plocha drážky	mm <sup>2</sup> /mm
$i_L$	počet vnitřních lamel	
$n_D$	počet drážek	
$p_D$	dovolený tlak	MPa
$p_{VL}$	tlak mezi bokem zubu vnitřní lamely	MPa
$s$	šířka lamely	mm

#### 4.5. Výpočet talířové pružiny

Výhodou talířových pružin je vyvinutí velké přitlačné síly při malé deformaci a tím dosažení malého pracovního prostoru, nízké výrobní náklady, tlumení případných rázů a snadná montáž i demontáž.

Specifickou vlastností talířových pružin je nelineární pracovní charakteristika. K určení potřebného stlačení sem si pomohl graf. 4.1, zhotoveném v programu MATHCAD.

Pro vyvinutí potřebné přitlačné síly na lamely volím samostatnou talířovou pružinu firmy Grewis, s.r.o. z mat. 14 260.

Výpočet jsem provedl dle normy ČSN 02 6060.

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa} \quad [9]$$

$$F_L = 6\,019 \text{ N}$$

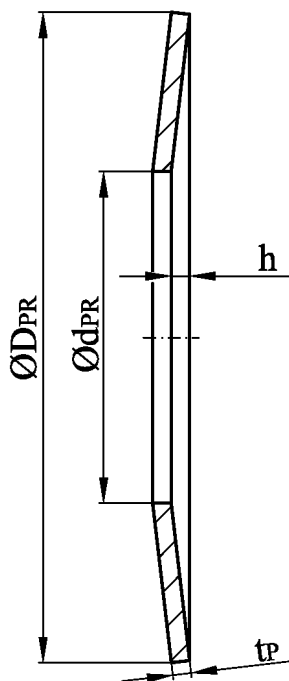
$$D_{PR} = 140 \text{ mm} \quad [11]$$

$$d_{PR} = 72 \text{ mm} \quad [11]$$

$$h = 4 \text{ mm} \quad [11]$$

$$m = 3,33 \quad [7]$$

$$t_p = 4 \text{ mm} \quad [11]$$



Obr. 4.3 Talířová pružina

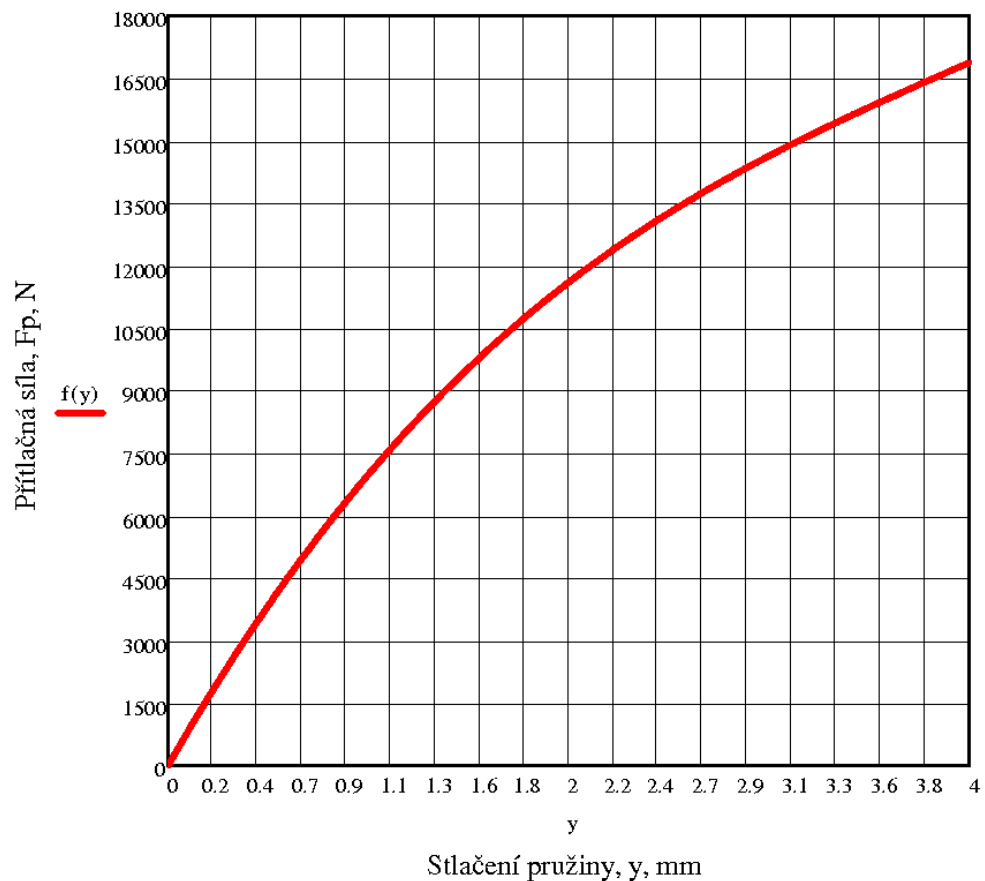


$$j = \frac{D_{PR}}{d_{PR}} = \frac{140}{72} = 1,94$$

$$\alpha' = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{j-1}{j}\right)^2}{\frac{j+1}{j-1} - \frac{2}{\ln j}} = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{1,94-1}{1,94}\right)^2}{\frac{1,94+1}{1,94-1} - \frac{2}{\ln 1,94}} = 0,68 \quad (4.13)$$

$$\beta = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{6}{\ln j} \cdot \left(\frac{j-1}{\ln j} - 1\right) = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{6}{\ln 1,94} \cdot \left(\frac{1,94-1}{\ln 1,94} - 1\right) = 1,206 \quad (4.14)$$

$$\gamma = \frac{j-1}{\pi} \cdot \frac{3}{\ln j} = \frac{1,94-1}{\pi} \cdot \frac{3}{\ln 1,94} = 1,35 \quad (4.15)$$



Graf 4.1 Charakteristika talířové pružiny

Volím provozní stlačení pružiny  $y = 0,84$  mm.

$$F_p = \frac{4 \cdot E \cdot m^2 \cdot t^4}{(m^2 - 1) \cdot \alpha' \cdot D_{PR}^2} \cdot \frac{y}{t} \cdot \left[ \left( \frac{h}{t} - \frac{y}{t} \right) \cdot \left( \frac{h}{t} - \frac{y}{2 \cdot t} \right) + 1 \right] =$$

$$= \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 3,33^2 \cdot 4^4}{(3,33^2 - 1) \cdot 0,68 \cdot 140^2} \cdot \frac{0,84}{4} \cdot \left[ \left( \frac{4}{4} - \frac{0,84}{4} \right) \cdot \left( \frac{4}{4} - \frac{0,84}{8} \right) + 1 \right] \quad (4.16)$$

$$F_p = 6\,053 \text{ N}$$

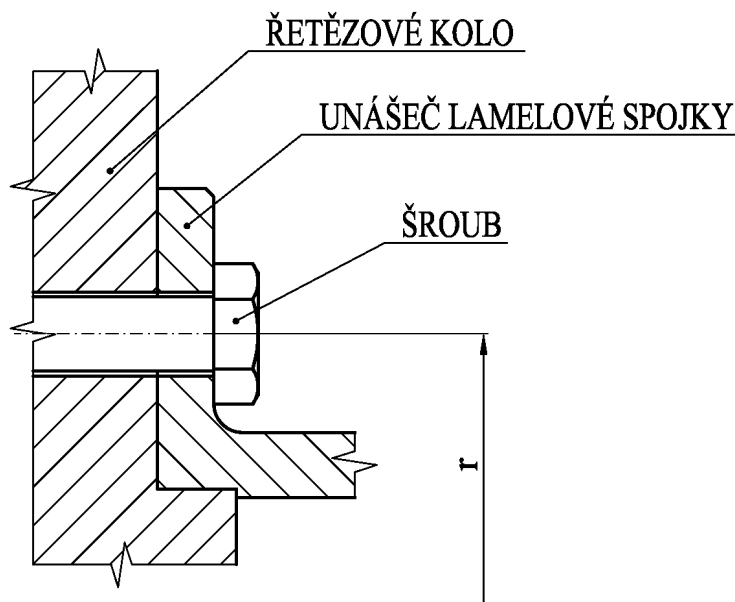
$$F_p \cong F_L$$

$$6\,053 \cong 6\,019 \quad \mathbf{VYHOVUJE}$$

$D_{PR}$	vnější průměr talířové pružiny	mm
$E$	modul pružnosti materiálu	MPa
$F_p$	přítlačná síla pružiny	N
$d_{PR}$	vnitřní průměr talířové pružiny	mm
$h$	šířka stlačení talířové pružin	mm
$m$	poissonovo číslo	
$t_p$	tloušťka materiálu talířové pružiny	mm
$\alpha'$	koeficient	
$\beta$	koeficient	
$\gamma$	koeficient	

## 5. Výpočet průměru šroubů, počtu šroubů a utahovacího momentu

V této kapitole jsem navrhnul šroub, který spojuje unášec lamelové spojky s řetězovým kolem.



Obr. 5.1 Unášec přišroubovaný k řetězovému kolu

### 5.1. Návrh potřebné velikosti šroubů

Zvolil jsem šrouby pevnostní třídy 5.8 v počtu  $n_s = 8$ .

$$R_e = 400 \text{ MPa} \quad [4]$$

$$f_z = 0,2 \quad [4] \quad \text{Pro nemazané a neupravené plochy.}$$

$$r = 90 \text{ mm}$$

$$k = 2$$

$$\beta_k = 1,3$$

$$F_{PR} = \frac{T_P}{r} = \frac{331,8}{0,09} = 3\,686,7 \text{ N} \quad (5.1)$$

$$k \cdot F_{PR} < F_o \cdot f_z \quad (5.2)$$

$$F_o = \frac{k \cdot F_{PR}}{f_z} = \frac{2 \cdot 3\,686,7}{0,2} = 38\,687 \text{ N} \quad (5.3)$$

$$F_{o1s} = \frac{F_o}{n_s} = \frac{38\,687}{8} = 4\,836 \text{ N} \quad (5.4)$$

$$d'_3 \geq \sqrt{\frac{F_{o1s} \cdot 4 \cdot k_s \cdot \beta_k}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 836 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 1,3}{\pi \cdot 400}} = 6,326 \text{ mm} \quad (5.5)$$

Podle  $d'_3$  z [3] vyberu neblíží vyšší normalizovanou hodnotu pro metrický závit: M8.

$D_1$	vnitřní průměr unášeče	mm
$D_2$	vnější průměr unášeče	mm
$F_o$	normálová síla působící na šrouby	N
$F_{o1s}$	síla působící na 1 šroub	N
$F_{PR}$	síla působící na obvodě šroubů	N
$R_e$	mez kluzu	MPa
$d'_3$	předběžný malý průměr závit	mm
$f_z$	součinitel smykového tření	
$r$	poloměr působení normálové síly na šroub	
$k$	součinitel bezpečnosti proti uvolnění	
$k_s$	součinitel bezpečnosti proti přetížení	
$\beta_k$	koeficient přidavného krutu	

## 5.2. Výpočet bezpečnosti šroubu

$$P_z = 1 \text{ mm} \quad [3]$$

$$d_2 = 7,350 \text{ mm} \quad [3]$$

$$d_3 = 6,773 \text{ mm} \quad [3]$$

$$\alpha = 60^\circ$$

$$\psi = \arctg \frac{P_z}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{1}{\pi \cdot 7,350} = 2,48^\circ \quad (5.6)$$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \alpha / 2} = \arctg \frac{0,2}{\cos 30^\circ} = 13^\circ \quad (5.7)$$

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F_{o1s}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 4 \cdot 836}{\pi \cdot 6,773^2} = 134,2 \text{ MPa} \quad (5.8)$$

$$\tau = \frac{M_K}{W_K} = \frac{F_{o1s} \cdot \operatorname{tg}(\psi \cdot \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{4 \cdot 836 \cdot \operatorname{tg}(2,48^\circ + 13^\circ) \cdot \frac{7,350}{2}}{\frac{\pi \cdot 6,773^3}{16}} = 80,7 \text{ MPa} \quad (5.9)$$

$$k_s = \frac{Re}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2}} = \frac{400}{\sqrt{134,2^2 + 4 \cdot 80,7^2}} = 1,9 \geq 1,5 \quad \text{VYHOVUJE} \quad (5.10)$$

$P_z$	rozteč závitu	mm
$d_2$	střední průměr závitu	mm
$d_3$	malý průměr závitu	mm
$\sigma$	napětí namáhání v tahu	MPa
$\tau$	napětí namáhání v krutu	MPa
$\alpha$	úhel profilu	°
$\varphi'$	třecí redukovaný úhel	°
$\psi$	úhel stoupání závitu	°

### 5.3. Výpočet utahovacího momentu

$$d_D = 8,5 \text{ mm} \quad [3]$$

$$f_M = 0,2$$

$$s_k = 13 \text{ mm} \quad [3]$$

$$M_{TZ} = \frac{d_2}{2} \cdot F_{o1s} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = \frac{7,350}{2} \cdot 4\,836 \cdot (2,48^\circ + 13^\circ) \quad (5.11)$$

$$M_{TZ} = 4\,922 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{TM} = F_{o1s} \cdot f_M \cdot \frac{s_k + d_D}{4} = 4\,836 \cdot 0,2 \cdot \frac{13 + 8,5}{4} = 5\,198,7 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (5.12)$$

$$M_U = M_{tZ} + M_{tM} = 4\,922 + 5\,198,7 = 10\,120,7 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (5.13)$$

$M_{TM}$	moment tření mezi spojovanými součásti	N·mm
$M_{TZ}$	moment tření v závitu	N·mm
$M_U$	utahovací moment	N·mm
$d_D$	vnitřní průměr podložky	mm
$f_M$	součinitel smykového tření mezi maticí a podložkou	
$s_k$	velikost otvoru utahovacího klíče	mm

## 6. Výpočet pera

V této kapitole se věnuji návrhu těsného pera, sloužícího k přenosu točivého momentu z náboje převodovky na výstupní hřídel. Šířka pera a výstupní průměr hřídele je daný konstrukčním řešením převodovky. Určil jsem tedy pouze délku pera a zkontroloval ho na otlačení. Výpočet jsem provedl pro horší případ, což je otlačení pera v náboji.

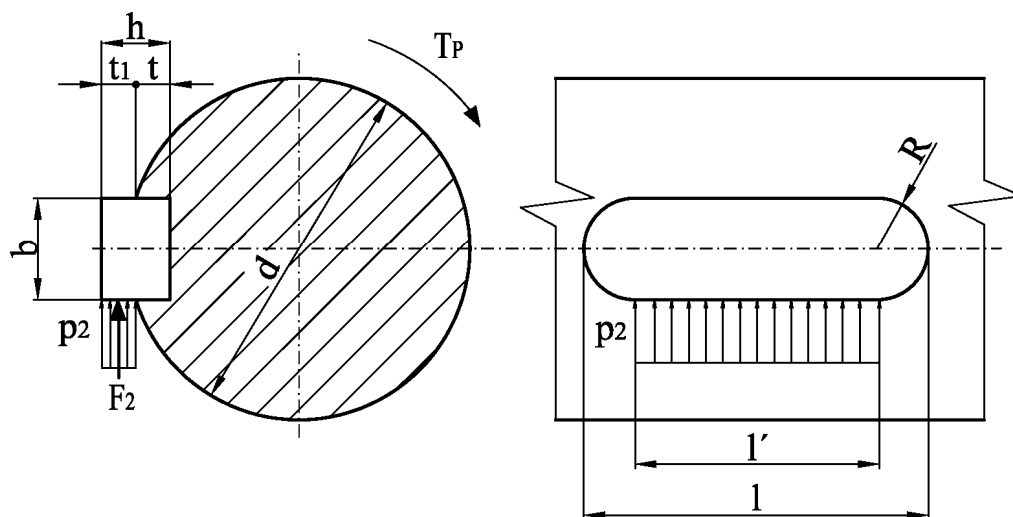
$$b = 12 \text{ mm} \quad [3]$$

$$d = 40 \text{ mm} \quad [3]$$

$$p_D = 120 \text{ MPa} \quad [4]$$

$$t_1 = 3,1 \text{ mm} \quad [3]$$

$$t = 4,9 \text{ mm} \quad [3]$$



Obr. 6.1 Těsné pero na hřídeli

### 6.1. Výpočet potřebné délky pera

$$F_2 = \frac{M_{KL}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{331,8 \cdot 10^3}{\frac{40}{2} + \frac{3,1}{2}} = 15\,396,75 \text{ N} \quad (6.1)$$

$$l' \geq \frac{F_2}{p_D \cdot t_1} = \frac{15\,396,75}{120 \cdot 3,1} = 41,39 \text{ mm} \quad (6.2)$$

$$l = l' + 2 \cdot R = l' + b = 41,39 + 12 = 53,39 \text{ mm} \quad (6.3)$$

Volím délku pera  $l = 70 \text{ mm}$ .

## 6.2. Kontrola pera na otlačení

$$p_2 = \frac{F_2}{S_2} = \frac{F_2}{t_1 \cdot (l - b)} = \frac{15\,396,75}{3,1 \cdot (70 - 12)} = 85 \text{ MPa} \quad (6.4)$$

$$p_2 < p_D$$

$$85 < 120 \quad \textbf{VYHOVUJE}$$

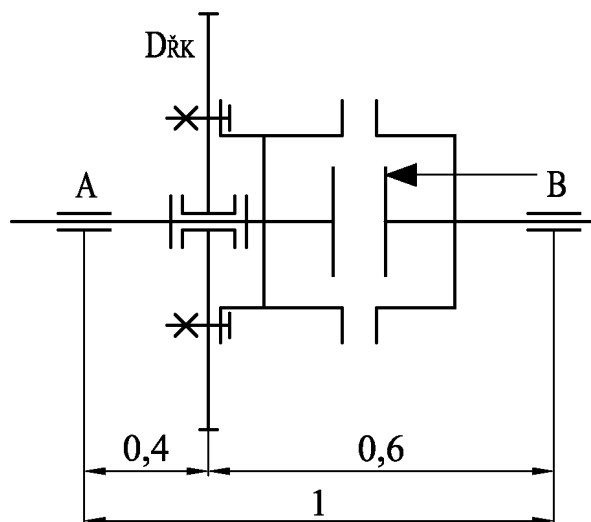
Volím pero 12ex8x70 ČSN 02 2562.

$F_2$	síla způsobující tlak mezi bokem náboje a perem	N
$b$	šířka pera	mm
$l$	délka pera	mm
$l'$	délka přímé části pera	mm
$p_2$	tlak mezi bokem drážky v náboji a perem	MPa
$t$	hloubka drážky v hřídeli	mm
$t_1$	hloubka drážky v náboji	mm

## 7. Výpočet ložisek

### 7.1. Výpočet kuličkových ložisek

Volím jednořadé kuličkové, oboustranně zakryté ložisko SKF 6012-2RS1. Počítám pouze s radiálním zatížením působícím na obvodě řetězového kola. Z konstrukčního řešení je rozložení síly na ložisko v poměru 0,6:0,4. Výpočet provádím tedy pro nepříznivější případ v místě A (obr. 7.1).



Obr. 7.1 Umístění valivých ložisek na hřídeli

$$d_L = 60 \text{ mm} \quad [12]$$

$$D_L = 95 \text{ mm} \quad [12]$$

$$B = 18 \text{ mm} \quad [12]$$

$$C = 30\,700 \text{ N} \quad [12]$$

$$C_0 = 23\,200 \text{ N} \quad [12]$$

Z momentové podmínky:

$$A \cdot 1 - F_{OB} \cdot 0,6 = 0 \rightarrow A = F_{OB} \cdot 0,6$$

$$P_0 = 0,6 \cdot F_{OB} = 0,6 \cdot 2\,400 = 1\,440 \text{ N} \quad (7.1)$$

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{23\,200}{1\,440} = 16,1 \quad \textbf{VYHOVUJE} \quad (7.2)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{30\,700}{1\,440}\right)^3 = 9\,690 \text{ mil. otáček} \quad \textbf{VYHOVUJE} \quad (7.3)$$



B	šířka ložiska	mm
C	dynamická únosnost	N
C <sub>0</sub>	statická únosnost	N
D <sub>L</sub>	vnější průměr ložiska	mm
L <sub>10</sub>	základní trvanlivost	mil. ot.
P	statické zatížení ložiska	N
P <sub>0</sub>	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	N
d <sub>L</sub>	vnitřní průměr ložiska	mm
s <sub>0</sub>	statická bezpečnost ložiska	

## 7.2. Kontrola kluzných ložisek pod řetězovým kolem na otlačení

Pro případ proklouznutí lamelové spojky je řetězové kolo uloženo v kluzném uložení. Z konstrukčních důvodů jsem volil dvě plastová ložiska s osazením od firmy Wolko-plast, s.r.o. z materiálu ZX-100A.

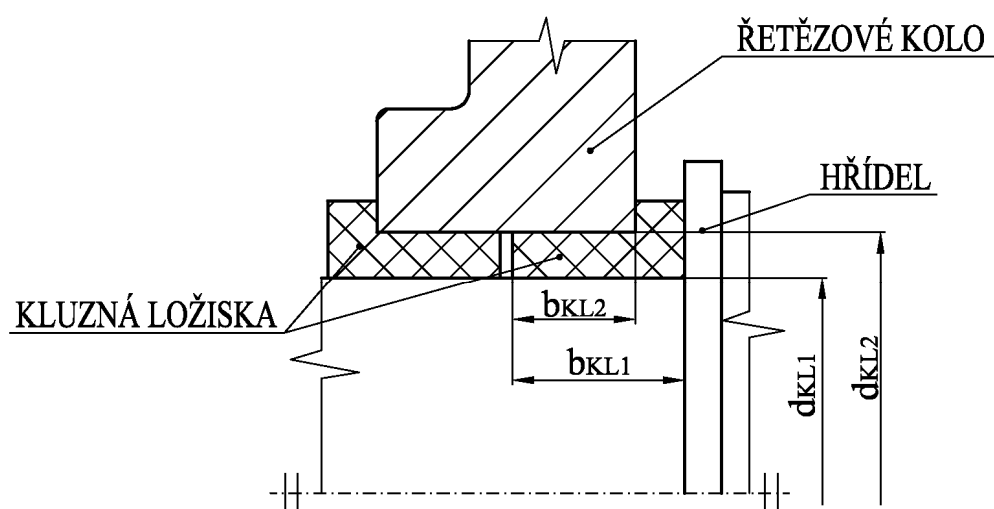
$$b_{KL1} = 28 \text{ mm} \quad [13]$$

$$b_{KL2} = 20 \text{ mm} \quad [13]$$

$$d_{KL1} = 70 \text{ mm} \quad [13]$$

$$d_{KL2} = 85 \text{ mm} \quad [13]$$

$$p_{DKL} = 20 \text{ MPa} \quad [13]$$



Obr. 7.2 Umístění kluzných ložisek

$$p_{KL1} = \frac{F_{OB}}{2 \cdot b_{KL1} \cdot d_{KL1}} = \frac{2\,400}{2 \cdot 28 \cdot 70} = 0,6 \text{ MPa} \quad (7.4)$$

$$p_{KL1} < p_{DKL}$$

0,6 < 20 **VYHOVUJE**

$$p_{KL2} = \frac{F_{OB}}{2 \cdot b_{KL2} \cdot d_{KL2}} = \frac{2\,400}{2 \cdot 20 \cdot 85} = 0,71 \text{ MPa} \quad (7.5)$$

$$p_{KL2} < p_{DKL}$$

0,71 < 20 **VYHOVUJE**

$b_{KL1}$	vnější šířka kluzného ložiska	mm
$b_{KL2}$	vnitřní šířka kluzného ložiska	mm
$d_{KL1}$	vnitřní průměr kluzného ložiska	mm
$d_{KL2}$	vnější průměr kluzného ložiska	mm
$p_{KL1}$	tlak mezi vnitřním průměrem kluzného ložiska a hřídelí	MPa
$p_{KL2}$	tlak mezi vnějším průměrem kluzného ložiska a kolem	MPa
$p_{DKL}$	maximální tlak kluzného ložiska	MPa

## 8. Zhodnocení

Při návrhu a výpočtu použitých součástí jsem postupoval tak, aby navržené zařízení co nejvíce vyhovovalo požadavkům bakalářské práce. Zařízení najde využití např. k pohonu dopravníku materiálu. Spojku lze polohovat pomocí podstavce, jehož výšku si může zákazník zvolit. Podstavec lze přišroubovat k ložiskovým domkům čtyřmi šrouby M12. Všechny navrhované součásti jsou dimenzovány na přetížení  $T_P = 331 \text{ N}\cdot\text{m}$ , při tomto zatížení dojde k prokluzu lamel. Pro přenos tažné síly jsem zvolil řetěz typu 216B s dlouhou roztečí. Bude se pohybovat rychlostí  $v_{sk} = 0,398 \text{ m/s}$ . Řetěz je třeba pro zmírnění opotřebení a zvýšení životnosti mazat olejem. Celková síla v řetězu při přetížení bude  $F_{OB} = 2\,400 \text{ N}$ . Hnací řetězka má počet zubů  $z = 17$  a roztečný průměr  $D_{RK} = 276,463 \text{ N}\cdot\text{m}$ .

Převodovku s elektromotorem volím firmy PSP Pohony a.s. z katalogu E BOX K..N.  
Převodovka: E BOX K32N

Elektromotor: 1LA7107-AB

Parametry pohonu jsou otáčky  $n = 27,5 \text{ ot/min}$ , průměr výstupního hřídele  $d = 40 \text{ mm}$ , výkon  $P_{EL} = 1,1 \text{ kW}$  a maximální zatížení  $T_{EL} = 382,1 \text{ N}\cdot\text{m}$ .

Přítlačná síla na lamely se vyvodí pomocí talířové pružiny firmy Grewis s.r.o. z mat. 14 260. Přítlačná síla na lamely potřebná k přenosu zaručeného točivého momentu je  $F_L = 6\,019 \text{ N}$ . Této hodnoty se dosáhne deformací pružiny o stlačení  $y = 0,84 \text{ mm}$ . KM matice se tedy musí utáhnout při rozteči matice  $P_z = 1 \text{ mm}$  o necelou otáčku, tj. cca  $302^\circ$ . Funkčnost spojky je nutné čas od času zkontrolovat.

Třecí dvojice lamel je volena ocel-ocel, suchý režim. Aby bylo dodrženo patřičného součinitele tření, je nutné lamely chránit před oleji a tuky.

Na hřídeli je vyfrézováno 6 rovnobokých drážek, na které jsou středěné na bokách nasunuty vnitřní lamely. Na unášeci lamelové spojky jsou vyfrézovány 4 drážky, do kterých jsou nasunuty vnější lamely.

K přenosu točivého momentu z unášече lamelové spojky na řetězové kolo jsem zvolil osm šroubů M8, třídy pevnosti 5.8. Šrouby je nutno utáhnout utahovacím momentem  $M_U = 10\,120,7 \text{ N}\cdot\text{m}$ .

K přenosu točivého momentu z náboje pohonu na hnací hřídel slouží těsné pero 12x8x70. Toto pero bude společně s výstupním hřídelem nasunuto do náboje pohonu.

Lamelová spojka je uložena dle zadání na svých ložiskách. K tomuto účelu jsem zvolil dvě jednořadá kuličková, oboustranně zakrytá ložiska 6012-2RS1 firmy SKF, mazána plastickým mazivem. Tato ložiska jsou odolná proti průniku prachu a vody. Vzhledem k tomu, že vyšly ložiska vlivem relativně malého zatížení a malých otáček poměrně předimenzované, tak se nemusí obsluha problémem ložisek po celou životnost zařízení dále zabývat.

Pro případ proklouznutí lamelové spojky je řetězové kolo uloženo v kluzném uložení pomocí dvou plastových ložisek s osazením, firmy Wolko-plast s.r.o. z materiálu ZX-100A. Tento materiál je bezúdržbový, odolný proti opotřebení, rázům, vibracím a je cenově příznivý.

Navrhnul jsem zařízení odpovídající zadání bakalářské práce, které se vyznačuje snadnou montáží, demontáží a zanedbatelnou údržbou.

### **Použité zdroje:**

- [1] Bolek, Alfréd a Kochman, Josef. *Části strojů*. Praha: Vydalo SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1989. str. 776. Sv. 1. svazek. ISBN 80-03-00046-7.
- [2] Bolek, Alfréd a Krejčí, Václav. *Hřídelové spojky*. Praha: Vydalo SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1967. str. 532.
- [3] Drastík, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. Ostrava: Vydal Montanex, a.s., 1999. str. 722. ISBN 80-85780-95-X.
- [4] Kaláb, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře - Části spojovací*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2008. str. 91. ISBN 978 - 80 - 248 - 1290 - 8.
- [5] Kříž, Rudolf. *Strojnické tabulky II. Pohony-Hřídele, ozubené převody, řetězové a řemenové převody*. Ostrava: Vydal Montanex, a.s., 1997. str. 217. ISBN 80-58780-51-8.
- [6] ČSN 01 4811. *Řetězová kola pro hnací válečkové a pouzdrové řetězy. Metody výpočtu*. Praha: Český normalizační institut, 1984. str. 8.
- [7] ČSN 02 6060. *Talířové pružiny. Základní pojmy a výpočet*. Praha: Český normalizační institut, 1978. str. 12.
- [8] ČSN 02 6400. *Hřídelové spojky - názvosloví a rozřídění*. Praha: Český normalizační institut, 1968. str. 32.
- [9] ČSN 415260. *Ocel 15 260 Mn-Cr-V*. Praha: Český normalizační institut, 1989. str. 1
- [11] GREWIS s.r.o. [Online] 2009. [Citace: 5. Duben 2010.]  
<http://www.grewis.cz/pruziny/talirove-pruziny.php>.
- [10] PSP Pohony a.s. [Online] 2009. [Citace: 5. Duben 2010.]  
[http://www.pohony.cz/cze/product\\_detail.php?id=51](http://www.pohony.cz/cze/product_detail.php?id=51).
- [12] SKF Ložiska a.s. [Online] [Citace: 5. Duben 2010.]  
<http://www.skf.com/files/515051.pdf>.
- [13] Wolko-plast s.r.o. [Online] [Citace: 5. Duben 2010.]  
<http://www.wolkoplast.cz/files/bezudrzbova-kluzna-pouzdra-zedex.pdf>.

## **Seznam příloh:**

### **Příloha A:**

- 3D model v Inventoru

### **Příloha B:**

- výkres sestavení PLSŘK-00
- výrobní výkres unášedce lamelové spojky PLSŘK-03

### **Příloha C:**

- přiložené CD s kopií bakalářské práce a výkresovou dokumentací

Autor děkuje svému vedoucímu bakalářské práce p. Ing. Milanovi Výtiskovi za cenné rady, připomínky a ochotu pomoci.